

LA EFICIENCIA ENERGÉTICA A TRAVÉS DE LOS PROYECTOS DE COGENERACIÓN

A. Fushimi⁽¹⁾, L. Zárate⁽²⁾

Tycsalp. Calle 2 N° 1072 2° B, La Plata, PBA, Tel/Fax: 0221 489 3285. E-mail: tycsalp@gmail.com
Tycsa, Depto. Ingeniería. M.Arbel 3700, 9 de Abril, Pdo E.Echeverría, PBA. Argentina. E-mail: lzarate@tycsa.com.ar

RESUMEN: El principal objetivo de los proyectos de cogeneración es la eficiencia energética en los sistemas en los que se requiere satisfacer una demanda simultánea de energías en la forma de trabajo mecánico, y de calor. Los paradigmas de inicios de la revolución industrial permitieron la obtención de los correspondientes vectores energéticos separadamente mediante los procesos “monopropósito” o “no integrados”, que se caracterizan por su ineficiencia entálpica en la obtención de trabajo, y exergética en la de vectores calóricos. La obtención simultánea de ambos permite hacerlo en una forma sustancialmente mas eficiente, pero produce rigideces que deben ser analizados y resueltos adecuadamente. Ellos pueden ser de carácter técnico, económico, o de otra índole. En el presente trabajo se tratará el primero de ellos.

Palabras clave: Cogeneración. Combined Heat and Power. Sistemas térmicos. Ciclos integrados. URE. Eficiencia energética.

INTRODUCCIÓN

El concepto genérico de eficiencia energética de un sistema térmico.

Las demandas energéticas reales en todos los sectores de las actividades humanas, incluyen en proporciones variables la electricidad como vector principalmente de trabajo mecánico, y algún vector calórico que generalmente se obtiene mediante la combustión de un combustible. Indiscutiblemente, la obtención separada tradicional de ambas formas de energía a partir de la energía química de un combustible u otras fuentes primarias térmicas es ineficiente, pero puede y debe ser corregida en todo lo posible mediante la mejora de la eficiencia. Ello, junto con el desarrollo de las fuentes renovables no contaminantes, constituyen los pilares de la imprescindible sustentabilidad energética y ambiental.

Un sistema de cogeneración apunta globalmente a obtener vectores energéticos útiles definidos en cantidad y calidad por las demandas impuestas, a partir de un ingreso de energía térmica derivada de la combustión de un combustible, o de alguna otra fuente primaria disponible. Hacerlo en forma totalmente eficiente significa que la suma de las energías en la forma de electricidad y de calor que el sistema entrega al usuario, debe ser igual a la energía total que el sistema insume. Esto implica que la eficiencia energética depende de las características de la demanda. Un rendimiento del 60% es bueno si la demanda es todo electricidad, pero si en lugar de ello fuera todo calor, la misma cifra estaría indicando un rendimiento sumamente pobre respecto a las posibilidades prácticas que brindan las tecnologías actuales de conversión.

Llamando: W = cantidad de energía en la forma de electricidad útil que el sistema entrega al usuario
 Q = cantidad de energía en la forma de calor útil que el sistema entrega al usuario
 C = cantidad de energía que el sistema insume como calor o combustible,

Es posible definir un rendimiento:

$$\eta = \frac{W + Q}{C} \quad (1)$$

puesto que todos los términos se expresan en unidades de energía. Surge de inmediato que si bien la suma de los términos que se encuentran en el numerador se expresan en unidades de energía, los mismos no son cualitativamente homogéneos, por lo que formalmente no pueden ser sumados, y que infinitos pares de valores de W y Q pueden dar como resultado el mismo rendimiento, el que por ello queda indeterminado. Sin embargo, la relación entre la suma de las cantidades de energías útiles, y la energía del combustible insumido da una información cuantitativa del uso de la energía primaria, por lo que la expresión (1) del rendimiento es mencionado en la bibliografía con el nombre de “fuel efficiency”, debiéndose agregar la relación W / Q , sin el cual la eficiencia energética del sistema no queda definida.

Para iguales valores de η definido en (1), el resultado del sistema será tanto mejor cuanto mayor sea la relación W / Q . Decimos entonces que la eficiencia energética será tanto mayor cuanto mayor sean el “fuel efficiency”, y la relación W / Q , puesto que un sistema térmico puede idealmente transferir toda su energía en la forma de calor bajo ciertas condiciones, no así en la forma de trabajo mecánico o electricidad que en ningún caso puede hacerlo por las limitaciones derivadas del segundo principio de la Termodinámica.

¹ Profesor de la Maestría en Gestión de la Energía (UNLA-CNEA). Director de pasantes Convenio UNLP TYCSA. Miembro titular de la Academia de la Ingeniería de la P.B.A.

² Profesional, Dto. Ingeniería TYC SA.

Puesto que las energías que el sistema transfiere al usuario deben ser energías útiles, sus cantidades deben ser iguales a sus demandas, lo cual impone un condicionamiento específico a cada caso que sea necesario estudiar en la práctica. Este condicionamiento puede aliviarse si las energías pudieran ser almacenadas o transportadas, siendo esto último posible para la energía eléctrica a grandes distancias mediante las líneas de transporte y/o distribución, no así el calor que debe ser transportado mediante un vector calórico vapor, agua o líquidos orgánicos o inorgánicos, sales fundidas, etc. (fluidos diatérmicos líquidos o gaseosos), en distancias cortas aceptables para este modo de transporte de energía asociado al transporte de materia, (masa del fluido de transporte, o vector).

Un sistema térmico en el que el ingreso de energía es mediante gases de combustión que pueden llegar a temperaturas muy elevadas, digamos 1500°C o más, tendrá la posibilidad de transferir parte de esa energía al usuario en la forma de trabajo mecánico o electricidad si es procesado por una máquina térmica capaz de hacerlo, como por ejemplo mediante una turbina de gas u otra máquina de combustión interna. O bien puede ser transferido a otro fluido, vapor de agua por ejemplo que actúa como “carrier” o vector de energía calórica a ser utilizado como tal, o convertido en trabajo mecánico en una máquina de combustión externa. Pero todos estos procesos de transferencia no pueden suceder si no existe un desequilibrio que “movilice” a la energía. De presión, velocidad o de posición en un campo gravitatorio si se trata de energía mecánica, de potenciales químicos si se trata de energía química, o de temperaturas si se trata de energía térmica, entre las formas más comunes.

Una energía térmica con una elevada temperatura permite su transferencia en la forma de calor hacia un receptor con una cierta facilidad, la que va perdiéndose a medida en que su temperatura se reduce. Consecuente con esta observación se dice que la calidad de energía térmica o “usefulness” se reduce con su temperatura, hasta anularse cuando la misma alcanza a igualar a la de su receptor. Una reducción de la temperatura se interpreta como una “pérdida de calidad”, o “degradación de la energía térmica”, y debería ser consecuencia de alguna transferencia de energía útil al usuario. Ello justificaría la reducción cuantitativa de la energía remanente, y su temperatura y consecuentemente su calidad. Si este fenómeno no es resultante de una transferencia al usuario de energía útil, se lo denomina degradación neta o inútil (se ha perdido calidad de la energía sin obtener nada a cambio), y debe ser evitado en todo lo posible.

Son ejemplos de degradación neta,

- a) la degradación de la energía térmica en intercambiadores de calor (con grandes diferenciales de temperaturas como en las calderas convencionales). Como se estudia en Termodinámica, la transferencia de calor entre dos fluidos produce una creación de entropía en relación directa a las diferencias de temperaturas entre las de los fluidos que intercambian calor. La destrucción de exergía térmica derivada de la mencionada creación de entropía es nula si las temperaturas de ambos fluidos coinciden, aunque en este caso tampoco habría transferencia de calor.
- b) la degradación de la energía en las válvulas reductoras de presión (laminadoras), que al reducir la presión del fluido a la salida reduce su calidad energética sin que el aparato haya entregado al usuario trabajo mecánico ni energía en la forma de calor. (pérdida de exergía mecánica)
- c) la fricción entre dos cuerpos con desplazamientos entre ellos,
- d) etc.

La “calidad” de la energía térmica que ingresa al sistema es función de su temperatura, y va reduciéndose a medida que se transfiere como energía útil o por degradación, anulándose al alcanzar la temperatura de referencia, que es la del “sumidero de calor ya no utilizable en el sistema”, o “heat sink”, que en la práctica, dependiendo de cómo se definan los límites del sistema en estudio, suele adoptarse como coincidente con la temperatura de los alrededores del mismo. Al alcanzar la energía disponible en el sistema esta temperatura, la energía remanente no tiene el desequilibrio necesario para ser “movilizada”, se trata de energía inútil que es necesario eliminar para permitir al sistema que continúe sus procesos, es una eliminación necesaria de energía de valor útil nulo a los efectos prácticos, lo que sucede por ejemplo con las enormes cantidades de energía que debe disipar un ciclo de generación a vapor “solo electricidad” a través de su condensador y sistema de enfriamiento cuando su temperatura se aproxima a la de los alrededores que las deberán recibir. Se comprende pues que una central termoeléctrica a vapor del tipo “solo electricidad” o “power only” es intrínsecamente ineficiente, en efecto, en la mayoría de los casos apenas alcanza el 40% y alrededor del 60% en ciclos combinados sofisticados, valores que pueden ser considerados “standard” en instalaciones termoeléctricas convencionales del tipo “solo electricidad”. El resto es energía que se pierde.

En resumen, existen en cada caso a resolver, una cantidad de opciones de sistemas de calidades desde excelentes hasta deplorables en los que termodinámicamente deben tenerse en cuenta lo siguiente:

- 1) Las transformaciones que se realicen en el sistema deben comenzar desde la mayor temperatura posible.
- 2) Deben prolongarse hasta la menor temperatura, relacionando en los sistemas usuales con la de los alrededores que actúan como sumidero de energía residual a ser eliminado del sistema.
- 3) Eliminar o reducir en todo lo posible las pérdidas y degradaciones o irreversibilidades en las transformaciones que se realizan en el ciclo, de tal forma que el sistema transfiera al usuario la mayor cantidad de energía en las formas en que se lo requiere, en el caso de calor, a los estados y temperaturas a los que es demandado. Debe recordarse que las degradaciones aumentan las cantidades de energía menos utilizables sin entregar nada útil al usuario
- 4) Si bien los vectores energéticos a suministrar deben ajustarse a las demandas, las calidades de tales vectores son diferentes, por lo que se debe priorizar la producción de los de mayor calidad, en especial la electricidad cuya transportabilidad hace posible su exportación a través de la red eléctrica.

Rangos típicos de operación de los procesos de transformación de la energía en sistemas térmicos

En la Fig. 1 se presentan los rangos típicos de intervalos de temperaturas en el que se desarrollan los procesos en los sistemas térmicos actuales. Se ha considerado como temperatura máxima, los 1500°C, según el 2009 GTW Handbook, por ser este el valor máximo al que se está llegando en turbinas de gas modernas, y una temperatura mínima similar a la de los alrededores del sistema considerado. Si bien la exergía de un estado de un sistema no es su desequilibrio termométrico con los alrededores, a los fines de una explicación simplificada, ambos conceptos pueden ser asociados, dado que si un sistema interactúa con los alrededores cuyo estado se considera invariable, su capacidad de transferir energía en la forma de trabajo,

cuyo máximo es la exergía del sistema, variará en la misma dirección que el desequilibrio termométrico. Pero debe tenerse en cuenta que las áreas del diagrama no representan cantidades de energía. Estas áreas han sido coloreadas, identificando con el color gris los rangos de temperaturas en los que el sistema incurre en una destrucción de exergía, o una pérdida de energía utilizable que puede ser recuperada si se decide hacerlo. El valor práctico del reconocimiento de la existencia de estas zonas desde el punto de vista del uso racional de la energía para el ingeniero, reside en que define las posibilidades de mejoras que tiene, en el que debe orientar y desarrollar su trabajo.

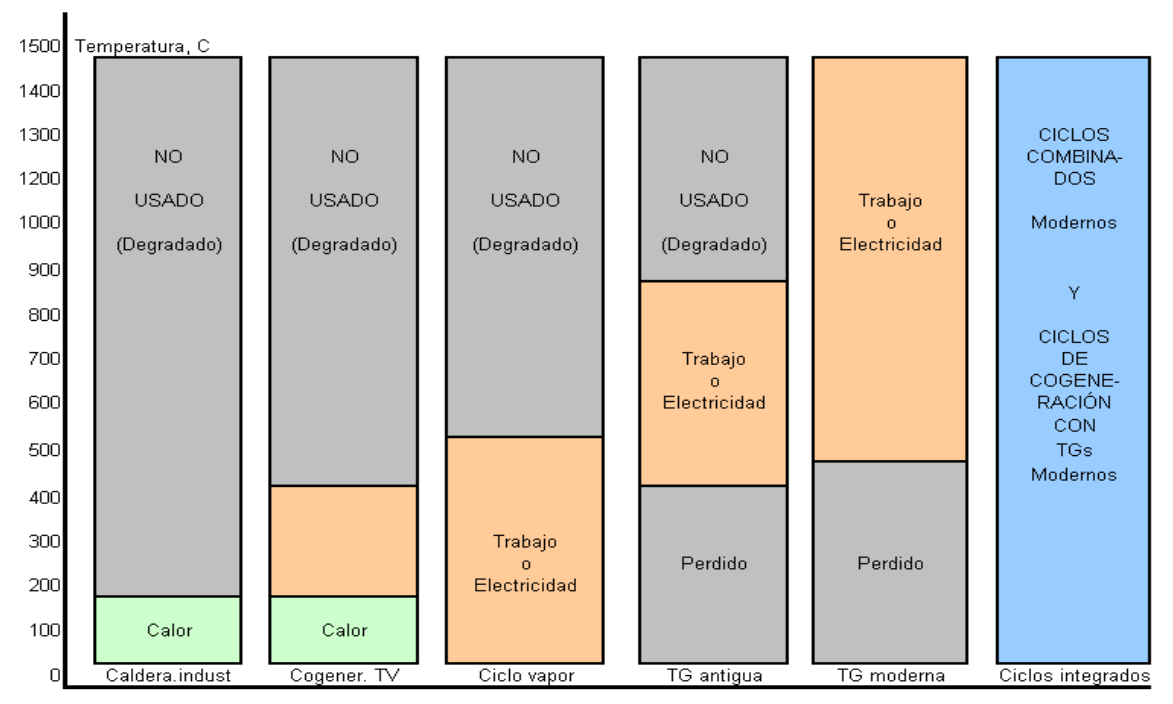


Figura 1: Rango de utilización del desequilibrio térmico disponible en procesos de conversión energética

Las columnas 1, 4 y 5 representan sistemas que transfieren energía útil al exterior en solo una de sus formas, calor solamente en la 1, y trabajo solamente en las 4 y 5, estos procesos se conocen como de propósito único, o “monopropósito”, en las demás columnas se obtienen dos, calor y trabajo, se denominan “procesos integrados”, y son mas eficientes.

De la comparación de las alternativas presentadas, se observa que desde el punto de vista termodinámico, la primera (caldera convencional) es una mala aplicación que puede ser dado a un combustible limpio como el gas natural, cuya disponibilidad abre las puertas para aplicaciones mucho más eficientes que no serían posibles si se tratara de residuos forestales o municipales, carbón mineral o fuel oil. Estos últimos no pueden ser procesados tan fácilmente por máquinas de combustión interna en los que los gases de combustión constituyen su fluido intermediario.

Una integración de procesos puede darse frecuentemente entre dos actividades diferentes, por ejemplo entre un generador interesado en vender electricidad, y un industrial que requiere calor para sus procesos productivos. Es inmediatamente comprensible pues que una adecuada integración de ambos procesos permite maximizar el aprovechamiento del recurso, que generalmente es no renovable, lo que para la comunidad es deseable que suceda. Sin embargo, tal integración no ocurrirá en la práctica, si no existe la voluntad de hacerlo por parte de los funcionarios públicos o privados de ambas instituciones, puesto que la imposición compulsiva de acciones es incompatible con el espíritu de libertad y democracia por la que nuestra sociedad ha optado, aunque esto no releva a nuestros funcionarios de gobierno a buscar las formas en que las acciones que son beneficiosas para la Sociedad sean materializadas a través de los mecanismos legales a los que pueden recurrir para promocionarlos y remover las barreras que pudieran existir. Esto es lo que hacen las sociedades de los Países Avanzados como parte de la implementación de sus planes de acción a futuro.

COGENERACIÓN CON TURBINAS DE VAPOR (TV)

Esta opción, es adecuada cuando no se dispone de gas natural u otro combustible limpio apto para alimentar plantas motrices de combustión interna, y se debe recurrir a carbón, combustibles residuales como fuel oil o asfaltos, biomasa en estado sólido, residuos municipales (basura), o corrientes de gases a elevadas temperaturas.

En la Figura 2 se presenta una comparación de un caso industrial, para satisfacer una demanda industrial de 20 kg/s (72 Ton/h) de vapor saturado de 10 bar, con una devolución de condensado del 60% a una temperaturas de 99.6°C, el que es resuelto mediante un sistema convencional con caldera y desgasificador térmico (lado derecho de la figura 2), y un sistema de cogeneración (lado izquierdo de la figura 2) con generador de vapor sobrecalentado, de 64 bar de presión y 480°C de temperatura, que alimenta una turbina de contrapresión. El vapor de escape se encuentra a la presión necesaria para la demanda existente, pero con una temperatura bastante mayor, por lo que es necesario desobrecalentarlo por inyección de agua de alimentación de caldera. (BFW).

Desde el punto de vista académico como suele aparecer en los textos de Termodinámica, el rendimiento marginal teórico de la producción eléctrica es del 100%, o sea que por cada unidad de energía eléctrica que se obtiene, el sistema consume marginalmente una unidad de energía térmica o química del combustible. No sucede exactamente esto en los sistemas reales, por cuanto estos tienen elementos tecnológicos no ideales que ocasionan pérdidas, pero la comparación de los dos modelos puede dar una idea bastante exacta de lo que se puede esperar en este caso. El modelo confeccionado, cuyo diagrama se da en la Fig. 2, considera el siguiente esquema conceptual:

- En ambos casos se suministra vapor saturado de 10 bar a la demanda calórica de 20 kg/s, y al desgasificador térmico.
- A la salida de vapor desde la boca de contrapresión de la turbina de vapor (TV), el desobrecalentador inyecta agua de alimentación de caldera para acondicionar su temperatura a los requerimientos de la demanda.
- Los condensados en ambos casos se envían al desaireador, junto con el agua de reposición por condensado no devuelto y pérdidas, siendo calentados mediante el vapor saturado de 10 bar en ambos casos en el equipo mencionado.
- El agua desaireada es impulsada hacia la caldera o el generador de vapor, a las presiones que correspondan, 13 bar en el sistema convencional, y 69 bar en el sistema de cogeneración.
- El modelo determina los parámetros del ciclo mediante los correspondientes balances de materia y energía, siendo luego trasladados sus valores al diagrama.

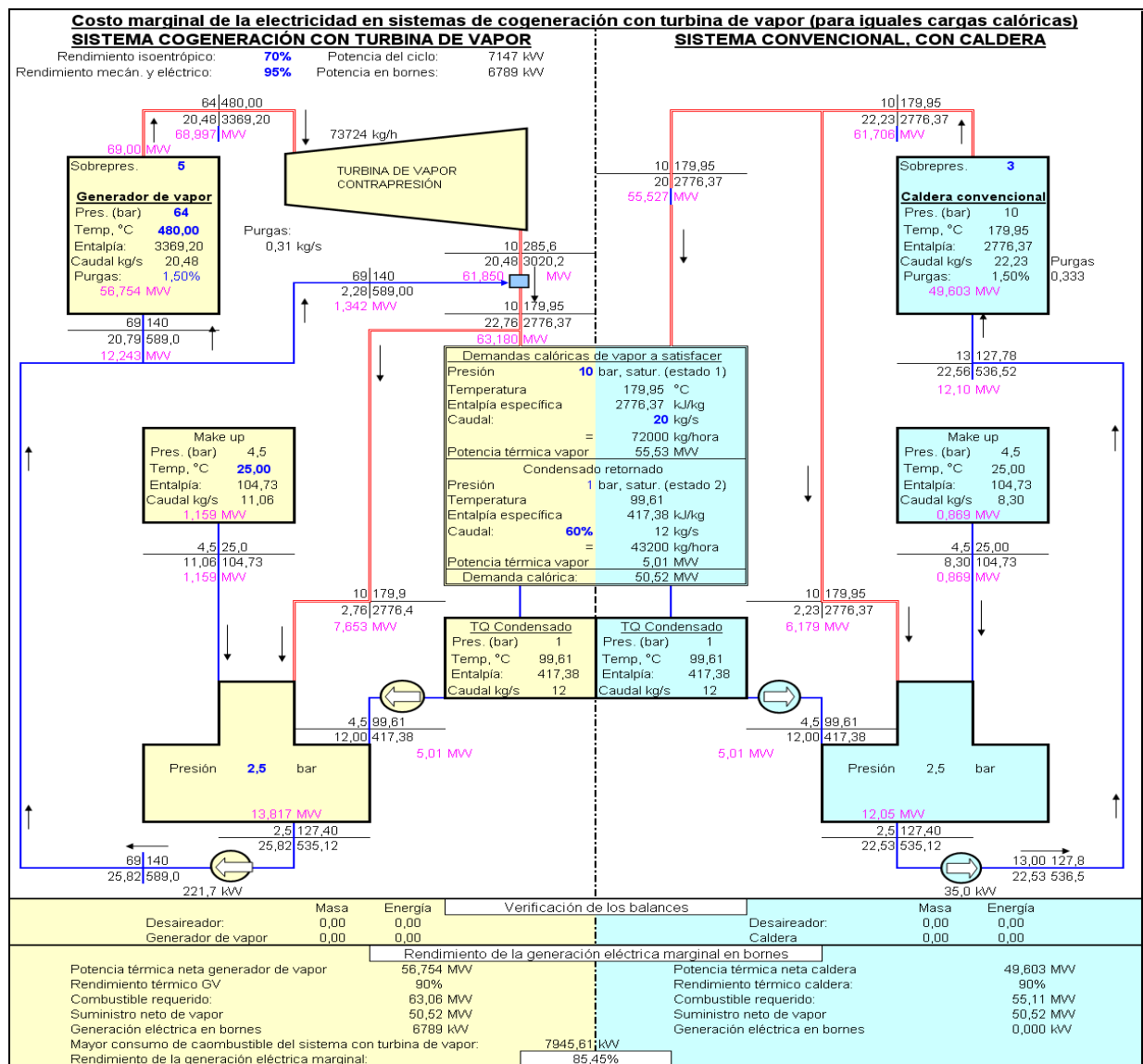


Figura 2: Comparación de 2 esquemas conceptuales para el suministro de vapor de 10 bar, saturado. Convencional a la derecha y cogeneración con turbina de vapor a la izquierda

Como se ve en la parte inferior del diagrama, el sistema convencional no produce electricidad, mientras que el de cogeneración produce 6789 kW en bornes. En ambos casos se satisfacen las demandas calóricas de 50.52 MW, valor sustancialmente mayor a la producción eléctrica de 6.79 MW, atribuible termodinámicamente a la colosal degradación que han producido tanto la caldera convencional, como (algo menos) el generador de vapor del sistema de cogeneración. El rendimiento de la generación eléctrica marginal, si bien no es del 100%, resulta del 85.45%, muy superior a la de un ciclo combinado actual de la máxima sofisticación, de tres presiones y recalentamiento, del orden del 60%.

COGENERACIÓN CON TURBINA DE GAS (TG).

Como se mencionó arriba, tanto una caldera industrial como el generador de vapor de un ciclo de vapor, ocasionan enormes irreversibilidades que pueden ser visualizadas en forma indicativa por el diferencial de temperaturas entre el fluido caliente (gases de combustión) y el sistema agua – vapor en calentamiento, de varios cientos de grados centígrados.

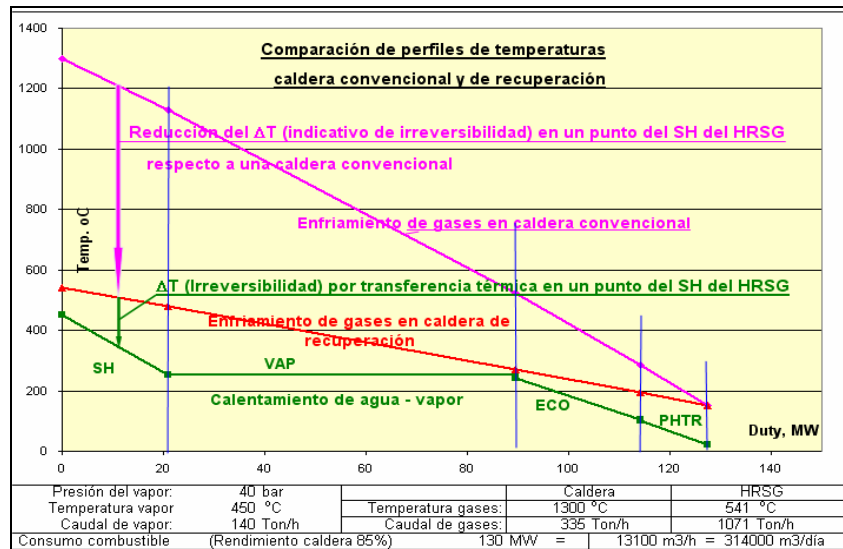


Figura 3: Comparación de los perfiles de temperaturas de una caldera convencional y de recuperación.

En la Figura 3 se muestra en la parte inferior del dibujo, con líneas de calor verde la línea de calentamiento de agua, de derecha a izquierda, el precalentador y economizador, el tramo horizontal de vaporización a 40 bar, 250°C, y la inclinada de sobrecalentamiento hasta 450°C. En la parte superior se ha representado la línea de enfriamiento de gases de combustión en una caldera convencional, inclinada descendente de color rosa, transmitiendo su calor desde una temperatura de unos 1300°C. Evidentemente el diferencial de temperaturas que determina la creación de entropía en el proceso de transferencia de calor es muy grande (distancia entre las líneas rosa y verde).

En el área intermedia entre las dos anteriores se ha trazado otra curva de color rojo, que corresponde a una corriente de gases de mayor caudal, pero con un diferencial de temperaturas mucho menor que en el caso anterior, o sea con una muchísimo menor creación de entropía en el proceso de transferencia de calor al agua para la generación del vapor. La curva mencionada corresponde a los gases de escape de la turbina PG 7121 EA, de 297.4 kg/s a 541.1°C. De adoptarse estos gases como fuente de calor para la producción de la misma cantidad y calidad de vapor, la creación de entropía será considerablemente menor, dejando una cantidad de exergía mayor que puede ser acreditada a la producción de trabajo mecánico, en el intervalo termométrico entre la máxima a la que comienza el proceso de expansión en la turbina de gas, hasta su escape a 541.1°C. Esto implica una potencia eléctrica en bornes del generador acoplado a la turbina de gas (TG) de 83.7 MW eléctricos, una cantidad proporcionalmente mucho mayor al caso anterior de cogeneración con turbina de vapor.

En ambos casos, se obtienen las 140 Ton/h de vapor de 40 bar, 450°C, en el primero con una elevada degradación de la energía en una caldera convencional, y en el segundo con un generador de vapor o HRSG (Heat Recovery Steam Generator) de un sistema básico de cogeneración con TG. Como se observa, la utilización de la exergía de los gases de combustión a las mayores temperaturas permite en este caso a la obtención de 83.7 MW de electricidad en bornes en la turbina de gas, que siendo su eficiencia eléctrica del 32.42% insumirá 258.2 MW de combustible. Acorde al Primer Principio de la Termodinámica y despreciando pérdidas, la diferencia (258.2 – 83.7) = 174.5 MW quedará remanente en el sistema al caudal y temperatura indicada por el fabricante del equipo, de 297.4 kg/s a 541.1°C, a la que ingresa a la caldera de recuperación la cantidad de energía necesaria para generar el caudal de vapor demandado.

El rendimiento térmico del HRSG resulta de $127.3 / 174.5 = 72.95\%$, valor bajo debido a la mayor dificultad de la transferencia de calor como costo (a minimizar) de la menor creación de entropía en la transferencia de calor.

El balance del turbogruppo de gas y HRSG es:

Energía insumida por la TG	258.2 MW como PCI del combustible	(A)
Electricidad producida:	83.7 MW, rendimiento eléctrico 32.4%	
Calor residual (escape)	174.5 MW, 297.4 kg/s de gases a 541.1°C	
Energía entregada como vapor	127.3 MW	
Insumida por caldera convencional	141.4 MW	(B)
Diferencia (A) – (B)	258.2 – 141.4 = 116.8 MW	
Rendimiento de la producción marginal de electricidad:	83.7 / 116.8 = 71.7%	

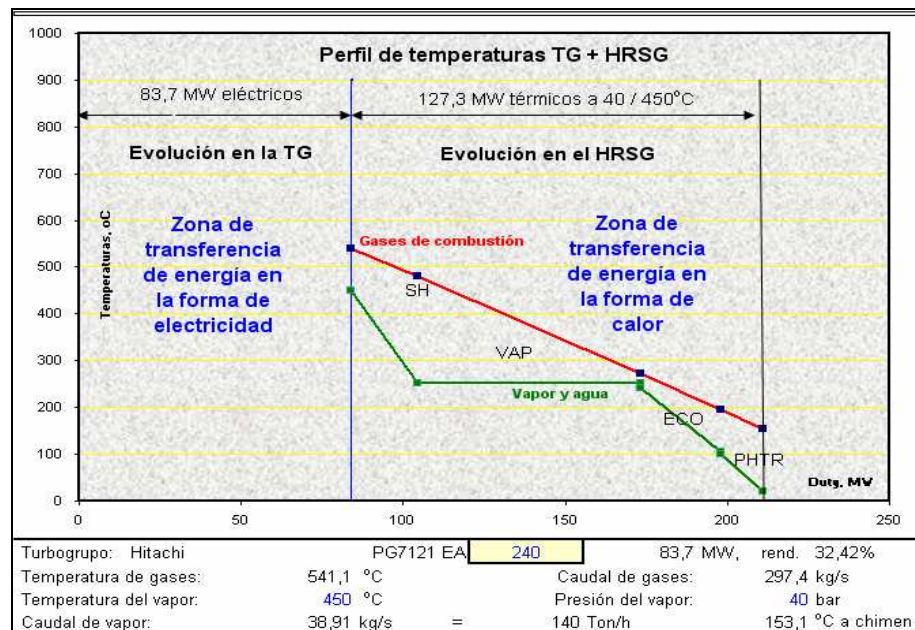


Figura 4: Inserción de un turbogrupo de gas al caso de la figura 1 para la obtención eficiente de trabajo mecánico.

Observando la figura 4, se ve que para la generación del vapor necesario se requiere una cantidad de energía de 127.3 MW térmicos, que de ser producido por un generador de vapor del 90% de eficiencia, requeriría un ingreso de energía al sistema de 141.44 MW en términos de PCI de un combustible.

La diferencia (A) – (B) se denomina “Fuel Chargeable to Power” (FCP) y suele ser dado como un indicador cualitativo de los sistemas de cogeneración con turbina de gas, de rigurosidad discutible puesto que depende de la eficiencia de la caldera de vapor, que se toma como referencia para el cálculo del consumo de energía de la generación convencional de vapor. Este ejemplo es un caso que permite resolver una demanda calórica de 140 Ton/h de vapor de 40 bar, 450°C, pero que puede ser resuelto de muchas otras formas que deben ser exploradas y analizadas comparativamente en búsqueda de la mejor opción:

Aceptar una solución mediocre puede ser cómodo, pero es incompatible con la práctica de la ingeniería, en la que la optimización debe ser un objetivo irrenunciable. Cada opción de diseño debe ser sometido a una simulación operativa que definirá los elementos de flexibilización que el sistema requiere para satisfacer las demandas previsibles en todas las condiciones de ocurrencia probable durante su operación, y sus implicancias en los costos tanto de inversión como operativos.

El caso al que nos hemos referido, mostrado en la figuras 3 y 4, se ven como posibilidades de mejora:

- Aún conservando el esquema conceptual del sistema, la eficiencia eléctrica del turbogrupo PG 7121PA es de 32.42%, que si bien no es mala, existen otros modelos superiores, que, salvo casualidad, permitirán generar el vapor en una cantidad diferente a los 140 Ton/h establecido, pudiéndose ajustar con los mecanismos de flexibilización, que en mayor o menor escala atentan contra la eficiencia del conjunto. Pero es necesario comprobar los resultados que se obtendrían con unidades al menos dentro de performances similares (potencia eléctrica, consumo específico, caudal de gases y temperatura de gases) en el análisis técnico.
- En la figuras 3 y 4 se observa que la temperatura a la cual se elimina del sistema los gases de combustión, están a una temperatura de 153°C, que indica que existe todavía la posibilidad de una mayor recuperación de calor antes de eliminarlos si el usuario pudiera demandarlo para alguna aplicación útil; de no encontrarse ellas, es posible alterar la configuración de la curva de enfriamiento de los gases por una de mayor inclinación, o sea de menor capacidad calórica, compensando con un aumento de la temperatura de gases con una combustión suplementaria menor, lo suficiente para que los gases a chimenea puedan ser enfriados hasta una temperatura del orden de los 100°C. Si bien una solución de este tipo no es ortodoxa desde el punto de vista de la eficiencia energética, puesto que la combustión suplementaria es una componente de energía ingresante que cumple una función “monopropósito” (puesto que contribuye solo a una mayor generación de vector calórico y no de trabajo mecánico), puede resultar de interés si mejora los resultados de factibilidad económico financiera a través de una menor inversión, como así también algunos efectos favorables para la transferencia de calor en el HRSG derivados de la combustión suplementaria. (Sosa et al, 2005)
- También es posible una mayor generación de vapor de una presión inferior a la de 40 bar, 450°C que frecuentemente se encuentra en demandas industriales, o de menores temperaturas como el District Heating (DH), o el “warm tap water” que localmente se genera en el sector residencial quemando gas natural u otro combustible a precios subsidiados. Una caldera de recuperación de dos presiones es considerablemente más costosa que una de una presión, por lo que es posible su adopción solo en instalaciones relativamente grandes.
- Otra posibilidad, apuntando a una mayor generación de electricidad, generar vapor de parámetros elevados, del orden de 100 bar, 510°C con combustión suplementaria, alimentando a una turbina de vapor, obteniéndose relaciones W / Q del orden de 1, y rendimientos globales o “fuel efficiency” del orden del 90%, que actualmente pueden ser considerados de óptimos resultados, se trata del ciclo combinado con cogeneración..

COGENERACIÓN CON CICLO COMBINADO

En la figura 5 se presenta el diagrama del modelo para la opción de cogeneración con ciclo combinado con HRSG de una presión, con el turbogruppo PG 6111 FA de 75.9 MW en condiciones ISO, con rendimiento eléctrico de 34.65% y temperatura de gases de escape de 608.5°C. La demanda de vapor ha sido supuesta de 160 Ton/h de vapor saturado de 5 bar para una aplicación industrial, y la de electricidad se ha dejado sin especificar, puesto que cualquier excedente se supone que podrá ser recibido por la red eléctrica.

Para el caso típico que se considera, el diseño del sistema contempla la utilización de combustión suplementaria a 700°C, procurando que los gases de combustión lleguen a la chimenea a una temperatura baja, solo algo superior a 100°C. En el caso corrido que se muestra en la Fig. 5, se obtiene un caudal de vapor de 105 bar, 530°C, de 152.2 Ton/h que se destina a la turbina de vapor de condensación con una extracción del que se obtiene el vapor, que posteriormente desobrecalentado conduce al vapor saturado de 5 bar requerido. Para una demanda de 160 Ton/h, queda un excedente de 8.1 Ton/h que van al condensador como margen de variación, el que actúa como elemento de flexibilización para mantener la paridad producción – consumo de vapor. Una reducción de la demanda de vapor incrementará el caudal a condensación (pérdida de energía), pero la producción eléctrica de la TV aumentará constituyendo una modesta contribución a la necesaria para afrontar el requerimiento de flexibilidad. Cabe agregar también que la reducción de la combustión suplementaria puede contribuir a flexibilizar al sistema, por lo que el diseño de la misma puede realizarse utilizando el condensador para las variaciones operativas rápidas, y la intensidad del fuego suplementario para variaciones mayores aunque no de acción tan rápida.

La Fig. 5 incluye también las características principales del sistema sin las optimizaciones que derivan de las condiciones específicas de cada caso, y las performances del mismo en las condiciones de diseño. Como se indicó arriba, el diseño seleccionado debe comportarse satisfactoriamente en condiciones diferentes, aunque posibles de ocurrir, (condiciones off design) mediante el modelo de simulación operativa. El “Fuel Efficiency” resulta de 84.9% con una relación $Sk = W / Q = 0.81$, performances que pueden ser mejoradas por ejemplo si el vector calórico requerido fuera de menor temperatura (como la que es requerido en un sistema District Heating generalmente con agua a 100°C, con lo que es fácil obtener temperaturas de chimenea menores de 100°C), reduciendo el caudal a condensación de 8.1 Ton/h, (que en aplicaciones DH puede ser nulo), tratando de buscar unidades TG y TV mas eficientes, y buscando entre las especificidades del caso las posibilidades de emplearla a favor de la eficiencia del proyecto.

Como se comprende, se trata de una tara de gran magnitud, pero motivante a la hora de tener que proyectar con excelencia un sistema específico. La magnitud del desafío aumenta si se tiene en mente maximizar en lo económicamente viable la producción eléctrica, minimizar la reducción de las prestaciones para satisfacer los requerimientos de flexibilidad, limitar los valores de inversión y complejidad operativa y de mantenimiento, maximizar la confiabilidad y disponibilidad, etc.

CONCLUSIONES

Las bases de la sustentabilidad energética y ambiental son la Eficiencia Energética, y el desarrollo de las energías renovables no contaminantes. La cogeneración es un poderoso instrumento para mejorar la eficiencia energética y el impacto ambiental, pero contrariamente a lo que sucede en los Países Avanzados, en el nuestro se opta por subsidiar el costo de los combustibles, cuyo inventario es seriamente preocupante. Se va en la dirección opuesta desde el punto de vista de la sustentabilidad

Acorde a nuestra organización institucional, la orientación de la Política Energética es función de los Representantes del Pueblo de la Nación. Pero la viabilización de los objetivos es función de la Ingeniería, de sus investigadores, académicos, docentes, profesionales y técnicos en general, quienes deben cooperar en el marco de sus incumbencias.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Pequet Publication: Gas Turbine World, 2009 GTW Handbook, for Project Planning, Engineering, Construction and Operation. Volume 27, 2009.
- European Commission: Action Plan for Energy Efficiency : Realising the potential COM (2006) 545 Final, Brussels 19 10 2006
- Green Paper on Energy Efficiency [http:// europa.eu.int/comm/dgs/energy_transport/ index_en.html](http://europa.eu.int/comm/dgs/energy_transport/index_en.html)
- Sosa, M.I. et al.: Comportamiento operativo de sistemas de cogeneración con turbinas de gas; parte 1: Fundamentación del modelo de análisis. Trabajo B 101 Clagtee 2003, San Pedro, Brasil

ABSTRACT The main objective of cogeneration projects is the energy efficiency improvement in the systems in those that are required to satisfy a simultaneous demands of energy in the form of mechanical work, and in the form of heat. The paradigms of beginnings of the industrial revolution allowed the obtaining of the corresponding useful energy separately by means of the "heat only" and "power only" or "not integrated" processes. They are characterized by their enthalpic inefficiency in the obtaining of work, and exergetic inefficiency in that of obtaining useful heat. The simultaneous obtaining of both forms of energy allows to make it substantially more efficient, but some rigidities take place that should be analyzed and resolved appropriately. They may be of technical, or economic character, or of another nature. Presently work will deal with the first one.

Keywords: Cogeneration; Combined Heat and Power (CHP); Thermal Systems; Integrated Systems; Rational Use of Energy; Energy Efficiency.